

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Válečková dráha s pohonem

Driven Roller Track

Student:

Vladimír Jasenovec

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Vladimír Jasenovec**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Válečková dráha s pohonem
Driven Roller Track**

Zásady pro vypracování:

Navrhnete přímý horizontální válečkový dopravník s vlastním pohonem. Uvažujte kartonovou nebo dřevěnou přepravku půdorysu 600x600[mm] a maximální hmotnosti 50 [kg]. Proveďte analýzu možných způsobů pohonů válečků. Maximální přepravní rychlost je 0,3 [m/s]. Délka přepravní trasy je 2 [m]. Nakreslete sestavný výkres a dílenský výkres rámu.

Seznam doporučené odborné literatury:

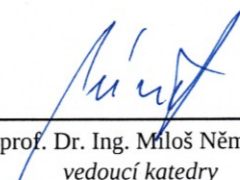
BOLEK, A., KOCHMAN, J. AKOL.: *Části strojů I.* Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.
KALÁB K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací.* Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 91s. ISBN 978-80-248-1290-8.
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů.* Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G.: *Konstruování strojních součástí.* Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
Vhodné katalogy

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15.5.2013

.....

Vladimír Jasenovec

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, же оdevздáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 15.5.2013

.....


Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Vladimír Jasenovec

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Rajecká Lesná 240, 01315

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

JASENOVEC, V. *Válečková dráha s pohonem: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra části a mechanismů strojů, 2013, 39s. Vedoucí práce: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem přímé horizontální válečkové dráhy s vlastním pohonem o délce 2 [m] pro přepravu kusového materiálu. Provedl jsem rozbor různých způsobů pohonu válečků a následně jeden vybral pro toto řešení. Rotaci dopravníkových válečků zabezpečuje převodový elektromotor. Konstrukce rámu válečkové dráhy jsem sestavil z normalizovaných ocelových profilů tak, aby se při manipulaci dala rozmontovat. Tato práce obsahuje také sestavní výkres a dílenský výkres rámu.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

JASENOVEC, V. *Driven Roller Track: Bachelor thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2013, 39p. Thesis head: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

This thesis deals with the design of horizontal driven roller track with a length of 2 [m] for the transport of piece material. I performed an analysis of different methods of drive rollers and then chose one for this solution. The rotation of conveyor rollers is ensured by geared electric motor. The frame construction of track I assembled from standard steel parts and the construction can be disassembled. This thesis also includes assembly drawing and manufacturing drawings of the frame.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	7
Úvod.....	9
1 Cíle bakalářské práce.....	10
2 Válečkové dráhy v praxi.....	11
2.1 Poháněné válečkové dráhy	11
2.2 Výrobci válečkových drah	13
3 Analýza způsobů pohonu válečků	14
3.1 Pohon tvarovým stykem.....	14
3.2 Pohon třecím stykem.....	16
4 Popis konstrukčního řešení.....	18
4.1 Konstrukce rámu	19
4.2 Výpočet válečkové dráhy	20
4.2.1 Určení počtu válečků	20
4.2.2 Zatížení připadající na jeden váleček.....	20
4.2.3 Určení šířky přepravní dráhy B	21
4.2.4 Určení výkonu motoru	22
5 Návrh motoru.....	24
5.1 Kontrola motoru na rozběh	25
6 Návrh dopravníkového válečku.....	28
6.1 Pevnostní kontrola pláště válečku	29
6.2 Životnost ložiska	31
7 Návrh řetězového převodu	32
7.1 Hnací řetězová smyčka	32
7.2 Hnaná řetězová smyčka.....	35
8 Závěr.....	36
9 Seznam použitých zdrojů	37
10 Seznam příloh	39

Seznam použitých značek a symbolů

Veličina	Název veličiny	Jednotka
B	šířka přepravní dráhy	[mm]
C	dynamická únosnost ložiska	[N]
D	vnější průměr pláště válečku	[mm]
F_o	odporová síla	[N]
F_{1v}	síla připadající na jeden váleček	[N]
J	moment setrvačnosti jednoho válečku	[kg · m ²]
L_{10}	základní životnost ložiska	[mil. ot.]
L_{10h}	základní životnost ložiska	[hod.]
M_{hr}	moment na hřídeli motoru při rozběhu	[N·m]
$M_{o\ max}$	maximální ohybový moment	[N·m]
M_{so}	moment stálých odporů	[N·m]
M_t	třecí moment	[N·m]
M_{roz}	rozjezdový moment redukováný na hřídel motoru	[N·m]
M_{zp}	moment zrychlujících sil	[N·m]
M_{zr}	moment zrychlujících sil od rotujících hmotností	[N·m]
P	potřebný výkon motoru	[kW]
P_B	ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
R	poloměr válečku	[mm]
R_{YA}	reakce působící v bodě A pláště válečku	[N]
R_{YB}	reakce působící v bodě B pláště válečku	[N]
T	těžiště přepravky	[-]
W_o	průřezový modul v ohybu	[m ³]
X_1	počet článků hnané řetězové smyčky	[ks]
X_2	počet článků hnací řetězové smyčky	[ks]
e	rameno valivého tření	[m]
d	vnitřní průměr pláště válečku	[mm]
d_k	roztečná kružnice ložiska	[mm]

g	tíhové zrychlení	$[\text{m/s}^2]$
i_c	celkový převodový poměr	$[-]$
$i_{\text{řsk}}$	skutečný převodový poměr hnací řetězové smyčky	$[-]$
$i_{\text{řt}}$	teoretický převodový poměr hnací řetězové smyčky	$[-]$
k	počet válečků pod předmětem	$[\text{ks}]$
k_v	bezpečnost pláště válečku	$[-]$
$l_{\text{ř1}}$	délka hnací řetězové smyčky	$[\text{mm}]$
$l_{\text{ř2}}$	délka hnané řetězové smyčky	$[\text{mm}]$
$l_{\alpha 1}, l_{\alpha 2}$	délky oblouků opásání hnané řetězové smyčky	$[\text{mm}]$
m_{rot}	hmotnost rotujících částí válečků	$[\text{kg}]$
m_{1v}	hmotnost připadající na jeden váleček	$[\text{kg}]$
$n_{2\text{sk}}$	otáčky válečku skutečné	$[\text{min}^{-1}]$
n_{2t}	otáčky válečku teoretické	$[\text{min}^{-1}]$
q	spojité zatížení	$[\text{N/m}]$
$r_{\text{č}}$	poloměr roztečné kružnice ložiska	$[\text{mm}]$
t_s	čas rozběhu přepravky	$[\text{s}]$
t_v	rozteč válečků	$[\text{mm}]$
v_{sk}	skutečná přepravní rychlost	$[\text{m/s}]$
x	počet přepravek na trati	$[\text{ks}]$
z	celkový počet válečků	$[\text{ks}]$
z_1	počet zubů pastorku	$[-]$
z_2	počet zubů řetězového kola	$[-]$
α_1, α_2	úhly opásání hnané řetězové smyčky	$[\text{°}]$
μ	součinitel tření	$[-]$
$\varphi_{\text{č}}$	koeficient ložiskového tření	$[-]$
ε	uhlové zrychlení válečku	$[\text{s}^{-2}]$
σ_{D0}	dovolené ohybové napětí	$[\text{MPa}]$
σ_0	ohybové napětí	$[\text{MPa}]$
η_c	celková účinnost	$[-]$
$\eta_{\text{řp}}$	účinnost řetězového převodu	$[-]$

Úvod

Problematikou bakalářské práce je konstrukční návrh přímé horizontální válečkové dráhy. Tyto dráhy se široce uplatňují ve výrobních, montážních, balících linkách, příjmů a expedicích výrobních podniků, logistických firmách, skladech aj. Lze je použít jak samostatný celek, ale i pro zástavbu do větších dopravních celků. Účelem poháněných válečkových drah je výhradně přeprava kusového materiálu, odlitků, přepravek, balíků aj. z jednoho místa na druhé. Aby válečkové dráhy pracovaly správně, musí mít dopravované předměty rovinnou spodní stranu. Působením síly na obvodě dopravníkových válečků se předměty dostávají do pohybu.

1 Cíle bakalářské práce

S ohledem na splnění bakalářské práce byly vytýčeny následující dílčí cíle:

- získat přehled v oblasti válečkových drah
- provést rozbor možných způsobů pohonů válečků
- popsat konstrukční návrh válečkové dráhy
- nakreslit sestavní výkres a dílenský výkres rámu

2 Válečkové dráhy v praxi

Válečkové dráhy můžeme podle způsobu přepravy rozdělit na nepoháněné (pohyb přepravovaného materiálu je zabezpečen gravitací nebo lidskou silou) a poháněné (rotací dopravníkovým válečkům dodává nejčastěji elektromotor). Dále se budeme zabývat jen poháněnými dráhami.

2.1 Poháněné válečkové dráhy

Válečkové dráhy jsou dopravní zařízení, tvořeny soustavou válečků otočných kolem svých čepů nebo hřídelů, uložených v pevných nebo stavitelných rámech. Snahou je uspořádat tok přepravovaného materiálu nejkratšími a přímými cestami, aby se omezila zbytečná doprava a také doprava lidskou silou snížila na minimum. Jde o přepravu materiálu po vyhrazené dráze, kde se mechanická síla přenáší z pohonné jednotky přes váleček na přepravovaný materiál. Existují různé způsoby přenosu výkonu na váleček, např.: pomocí ozubených nebo kruhových řemenů, válečkových řetězů, které pohání jednotlivé válečky. Rozbor způsobů pohonů válečků se nachází v kap. 3. Ovládání válečkových drah je možné doplnit o frekvenční měnič, řídicí jednotku nebo čidly pro automatické systémy řízení, které zvyšují efektivnost přepravy. Typickým znakem těchto drah je, že se v provozu otáčejí buď všechny, nebo aspoň periodicky se opakující skupiny válečků po celé délce tratě.

Konstrukční provedení dopravníkových válečků i válečkových drah je závislé na fyzikálních vlastnostech dopravovaného předmětu, účelu použití, tvaru dráhy (přímá, oblouk nebo kombinace) a charakteru provozních podmínek. [2]

Rozdělení

Podle zatížení:

- lehké - zatížení nepřesáhne 100 kg na 1m tratě
- střední - zatížení nepřesáhne 200 kg na 1m tratě
- těžké - zatížení nepřesáhne 500 kg na 1m tratě

Podle účelu dopravy:

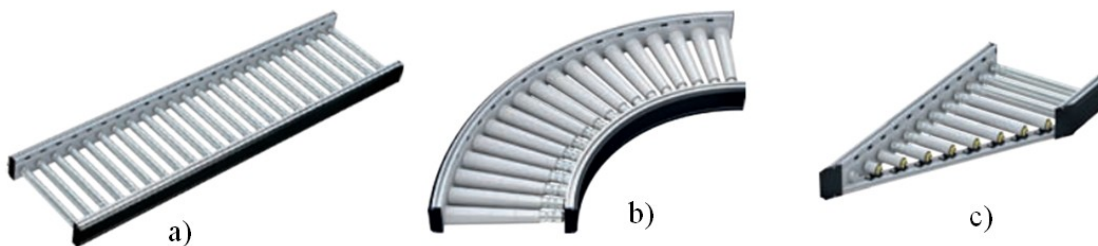
- sběrné dráhy - sbírá, dopravuje a odevzdává následujícím pracovním místům po celé své délce materiál stejný nebo různý (obr. 2.1)
- výrobní dráhy - přijímá, dopravuje a odevzdává po celé délce materiál různě rozpracovaný a její funkce je přísně vázaná na sled dopravovaných předmětů
- montážní dráhy - montovaný předmět se dopravuje od jednoho pracoviště k druhému



Obr. 2.1 Příklad sběrné válečkové dráhy [12]

Podle konstrukce:

- přímý úsek
- oblouk
- slučovač



Obr. 2.2 a) přímý úsek, b) oblouk, c) slučovač [4]

2.2 Výrobci válečkových drah

Jsou vybrány některé firmy zabývající se výrobou válečkových drah.

INTERROLL

Je to jedna z popředních světových firem se sídlem ve Švýcarsku, která má pobočky i České republice. Zaobírá se výrobou dopravních zařízení, komponentami a jejich příslušenstvím, logistikou a automatizaci přepravních procesů. Široce se uplatňují v různých odvětvích průmyslu. Jejich výrobky našli uplatnění hlavně v potravinářském, farmaceutickém a letištním průmyslu.

Vyrábí válečkové dráhy s různými způsoby pohonů válečků, pásové dopravníky, bubnové motory a vratné bubny, různé druhy dopravníkových válečků [4].



Obr. 2.3 Přímá válečková dráha poháněná kruhovými řemeny [4]

TTR

Firma zabývající se výrobou válečkových dopravníků na základě specifikace dopravovaného materiálu, provozních podmínek a požadavků zákazníka. Vyrobené dopravníky se vyznačují dlouhou životností, vysokou spolehlivostí a přesností parametrů. Firma se zabývá strojírenskou výrobou zařízení související s manipulací s materiálem. Dodávkou komponentů a dílů těchto zařízení, montážemi, úpravami a přestavbami.



Obr. 2.4 Oblouková válečková dráha od firmy TTR [16]

3 Analýza způsobů pohonu válečků

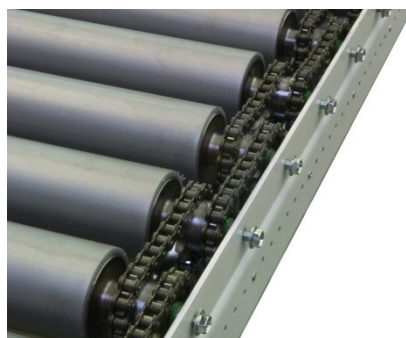
3.1 Pohon tvarovým stykem

Tento pohon se vyznačuje tvarovým přenosem síly mezi hnací hlavou motoru a dopravníkovým válečkem (nejčastěji řetězový převod). Dochází k minimálnímu tření mezi řetězy a řetězovým kolem, přenáší se téměř celý krouticí moment z hřídele motoru na váleček. Při výpočtech se neuvažuje s prokluzováním [5].

- **Řetězy**

Řetěz je spolehlivý prostředek k pohonu dopravníkových válečků a dopravníkových prvků v dopravní technice. Vyznačuje se robustností a dlouhou životností a je necitlivý na znečištění a vliv okolí. Řetězy je možné přenášet velké výkony. Vyžadují údržbu a v provozu jsou relativně hlučné. Musí se pravidelně mazat, aby bylo dosaženo optimální životnosti. V některých případech je potřeba řetěz dodatečně napínat. Vzhledem k silně narůstající hladině hluku se nedoporučují používat pro rychlosti přesahující 0,5 [m/s].

Pohon opásáním z válečku na váleček: U tohoto způsobu pohonu je každý dopravníkový váleček spojen s dalším válečkem pomocí řetězové smyčky (obr. 3.1). Maximální délka dráhy, která je poháněna stanicí motoru, je omezena dovoleným zatížením na mezi pevnosti řetězu. Řetěz je přitom u stanice motoru vystaven nejvyššímu zatížení.



Obr. 3.1 Pohon řetězovými smyčkami [14]

Tangenciální pohon: Řetězová kola jsou na dopravníkových válečcích pevně namontovaná. Zuby řetězových kol zapadají do řetězu a přenáší pouze výkon potřebný pro jednotlivé dopravníkové válečky. Řetěz může být veden podél spodní nebo horní strany dopravníkových válečků (obr. 3.2). Přesné umístění vedení řetězu vůči válečkům je

důležité. Ve srovnání s pohonem z dopravníkového válečku na váleček je možné u tangenciálního pohonu snadno provést montáž a demontáž válečků.



Obr. 3.2 Pohon tečným řetězem [13]

- **Ozubené řemeny**

Ozubené řemeny jsou bezúdržbové a při provozu produkují minimální hluk. Mazání a dodatečné napínání není potřeba. Rozteč děr pro válečky musí být přesně provedena, protože mezi záběrem zubů a profilem hnací hlavy je tvarový styk. Pokud tomu tak není, výrazně se sníží životnost. Ozubené řemeny se zásadně nepohybují do oblouku.

Tangenciální pohon: Použití jen pro relativně malé výkony. Je třeba dbát na to, aby speciálním vedením byly řemeny bezpečně přitlačovány na hnací hlavu. Při použití tangenciálních řemenů je účinnost ozubených řemenů podstatně vyšší než u použití opásaných řemenů.

Pohon opásáním z válečku na váleček: Ozubené řemeny se používají převážně jako opásané (obr 3.3). Zde je možné realizovat vysoké krouticí momenty s vysokými rychlostmi. Nevýhodou je sklon ke znečištění a vysoké požadavky na přesnost děrování v profilech.



Obr. 3.3 Pohon ozubenými řemeny [14]

3.2 Pohon třecím stykem

Jde o silový kontaktní převod. Potřebný výkon se přenáší z pohonné jednotky pomocí hnacího ústrojí (řemen plochý nebo kruhový) třecí silou na hnaný člen (dopravníkové válečky a tedy i přepravovaný materiál). Třecí síla vzniká při napnutí hnacího ústrojí. Používá se pro přepravu lehkých břemen, protože není schopen přenášet velké výkony. Výkony, které lze přenést jsou omezeny prokluzem. Hlavní výhodou je tichý chod v provozu a jen občasná údržba. Třecí pohon lze použít i pro obloukové přepravní trasy. V praxi se považuje za ekonomicky příznivý [5].

- **Kruhové řemeny**

Vyznačují se jednoduchou manipulací při instalaci a nízkými náklady. Nevýhodou je relativně krátká životnost. Pohon kruhovými řemeny lze provést ve dvou konstrukčních provedeních:

Pohon opásáním z válečku na váleček: Je to nejčastější způsob použití kruhových řemenů (obr 3.4). Vždy jeden kruhový řemen spojuje právě dva dopravníkové válečky. Prochází zpravidla kruhovými drážkami v dopravníkovém válečku. Montáž je jednoduchá a nevyžaduje žádné další nářadí. Při konstrukci dopravníku je třeba dbát na to, aby dopravovaný materiál měl vždy přímý styk s hnacím válcem.



Obr. 3.4 Pohon kruhovými řemeny [14]

Pohon opásáním kruhovými řemeny z hnací hřídele s třecími cívkami: Celý dopravník uvádí do pohybu hnací hřídel procházející podélně pod válečkovou dráhou. Na hnací hřídeli jsou uloženy speciální cívky. Cívky pohánají všechny dopravníkové válečky pomocí kruhových řemenů, které jsou vůči nim natočeny pod úhlem 90 stupňů. Přitom má každý

váleček zpravidla pouze jednu kruhovou drážku. Je třeba dbát na to, aby kruhový řemen nikdy neprokluzoval, protože by se mohl rychle opotřebit. Je znázorněn na (obr 3.5).

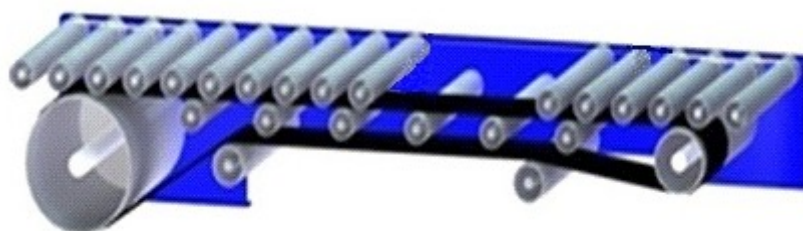


Obr. 3.5 Pohon kruhovými řemeny pomocí hřídele [15]

- **Ploché řemeny**

Ploché řemeny se často používají jako pohon válečkových dopravníků, protože mají jednoduchou konstrukci a nevyžadují téměř žádnou údržbu. Pohon opásáním plochými řemeny není vhodný.

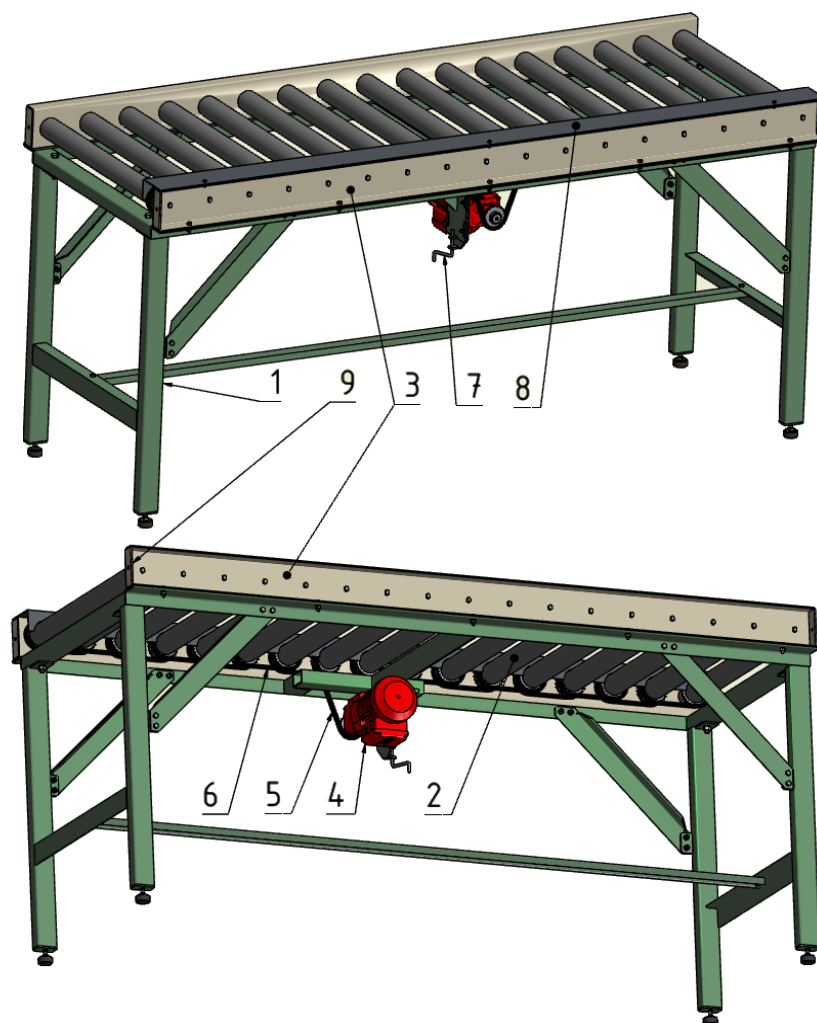
S tangenciálním pohonem: Ploché řemeny prochází pod válečkovým dopravníkem a přítlačné kladky je tlačí k dopravníkovým válečkům. Přítlačné kladky se nejčastěji umísťují ve vzdálenosti čtyř dopravníkových válečků. Přítlačné kladky vedou plochý řemen také zpět. Ploché řemeny se musí napínat. Dopravníkové válečky nevyžadují žádné speciální hnací hlavy, mohou se použít hladké trubky.



Obr. 3.6 Pohon plochým řemenem [13]

4 Popis konstrukčního řešení

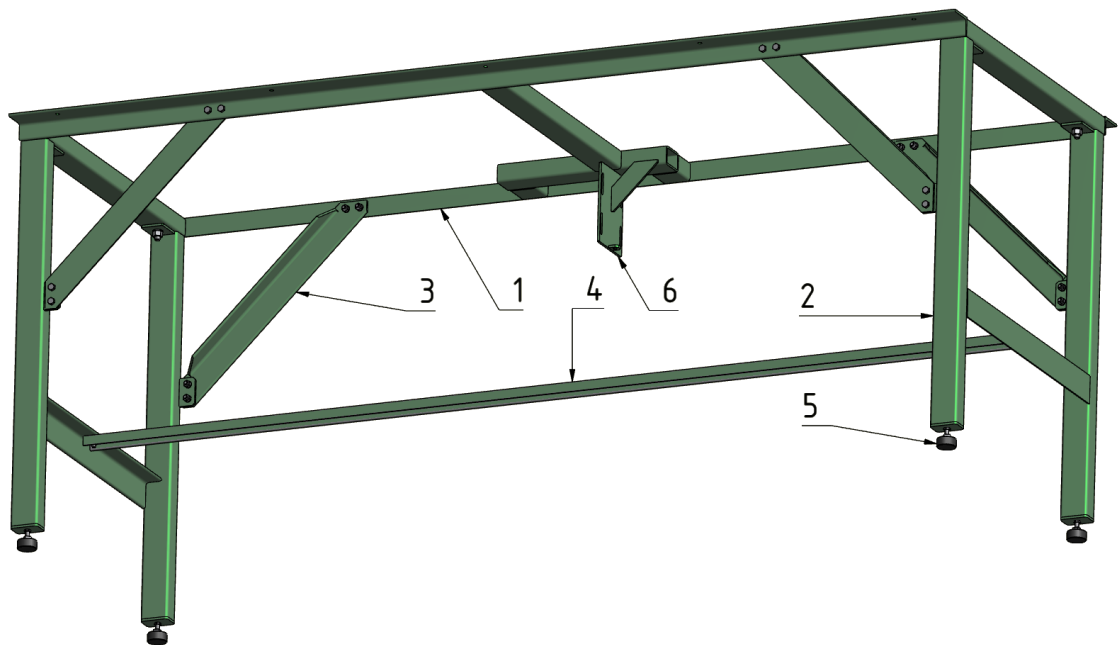
Na obr. 4.1 je znázorněn návrh válečkové dráhy. Nosný základ válečkové dráhy tvoří rám (poz.1), jeho konstrukce bude popsána v následující kapitole. Osy dopravníkových válečků (poz.2) jsou neotočně uloženy ve dvou bočnicích (poz.3), spojených s rámem šroubovými spoji. Pohon zabezpečuje převodový elektromotor (poz.4), umístěný v středě válečkové dráhy kvůli menšímu zatížení řetězů a lepší přístupnosti. Přenos krouticího momentu z motoru na dopravníkové válečky je řešen hnací řetězovou smyčkou (poz.5). Hnanými řetězovými smyčkami (poz.6) jsou spojeny ostatní válečky. To znamená, že každý váleček je poháněn. Tento druh pohonu jsem zvolil kvůli vysoké účinnosti, dlouhé životnosti a spolehlivosti. Otáčením kliky (poz.7) pod motorem je možné napínat nebo povolovat hnací řetězovou smyčku. Ochranný hliníkový (poz.8) kryt brání přepravce ve styku s řetězy. Na čelech bočnic jsou přivařeny spojky (poz.9) pro spojení více tratí.



Obr. 4.1 Konstrukční řešení válečkové dráhy

4.1 Konstrukce rámu

Rám válečkové dráhy je vidět na obr. 4.2. Je navržen tak, aby se při přepravě nebo manipulaci dal rozmontovat. Skládá se z dvou hlavních svařovaných částí: kostry (poz.1) a nohou (poz.2), které jsou svařeny z ocelových normalizovaných profilů do požadovaného tvaru. Nohy a kostra jsou vzájemně spojeny pomocí čtyř vzpěr (poz.3) a jednoho táhla (poz.4) šroubovými spoji. Tyto prvky dodávají válečkové dráze tuhost a stabilitu. Vzpěry jsou z ocelového L-profilu, kvůli lepším vlastnostem při namáhání na tlak. Na kostře je přivařena i deska (poz.6), která slouží na upevnění převodového motoru. Celý rám se dá výškově nastavit a zajistit díky otočným patkám se závitem a maticí (poz.5).



Obr. 4.2 Části rámu

Použité normalizované profily:

ISO 657-2 -60x 40x 5 L-Profil

ISO 657/14 -60x 40x 4 Čtvercový profil

DIN 1026 40x20 U-Profil

Podsestavní výkres rámu je uveden v přílohách: KSS-VD-00-00.

4.2 Výpočet válečkové dráhy

Výchozí parametry výpočtu válečkové dráhy jsou uvedeny v tab. 1.

Tab. 1: Zadané parametry

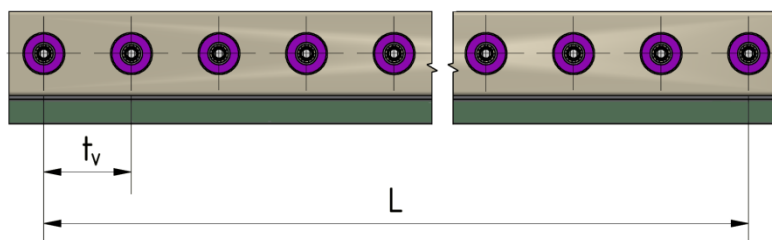
Délka strany čtvercového půdorysu dřevěné přepravky	$L_p = 0,6$	[m]
Maximální hmotnost dřevěné přepravky	$m_p = 50$	[kg]
Maximální přepravní rychlost	$v_z = 0,3$	[m/s]
Délka přepravní trasy	$L = 2$	[m]

4.2.1 Určení počtu válečků

Rozteč válečků je určena délkou a druhem dopravovaných materiálů a dovoleným zatížením dopravníkových válečků. Zásadně musí být pod dopravovaným materiálem vždy nejméně tři dopravníkové válečky, aby byla zaručena spolehlivá doprava. Rozteč válečků volím $t_v = 125$ [mm]. Počet potřebných válečků vypočteme ze vztahu 4.1.

$$k_v = \frac{L}{t_v} + 1 \quad (4.1)$$

$$k_v = \frac{2000}{125} + 1 = 17 \text{ [ks]}$$



Obr. 4.3 Rozměr délky dráhy a rozteče válečků

4.2.2 Zatížení připadající na jeden váleček

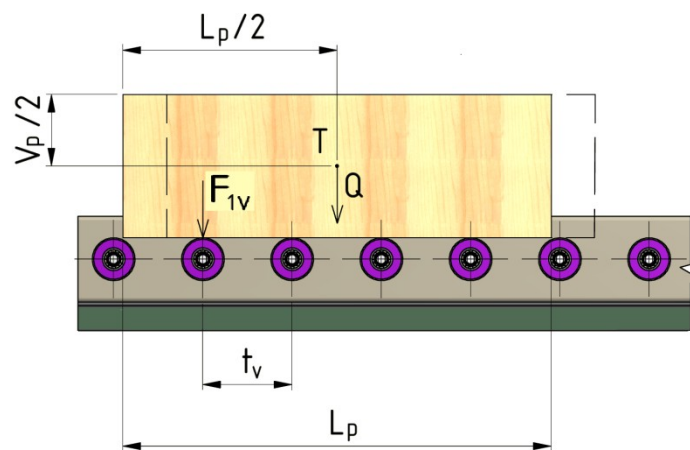
Nejprve si zjistíme počet válečků pod přepravkou. Tuto hodnotu vypočteme pomocí vztahu 4.2. Na obr. 4.4 je vidět, že přepravka při pohybu spočívá střídavě na čtyřech až pěti válečkách. Pro další výpočty se uvažuje, že leží na čtyřech válečkách, kvůli většímu zatížení válečků.

$$k = \frac{L_p}{t_v} = \frac{600}{125} = 4,8 \Rightarrow 4[\text{ks}] \quad (4.2)$$

Z tíhy přepravky Q působí na jeden váleček zatížení F_{1v} .

$$m_{1v} = \frac{m_p}{k} = \frac{50}{4} = 12,5 [\text{kg}] \quad (4.3)$$

$$F_{1v} = m_{1v} \cdot g = 12,5 \cdot 9,81 = 122,6 [\text{N}] \quad (4.4)$$



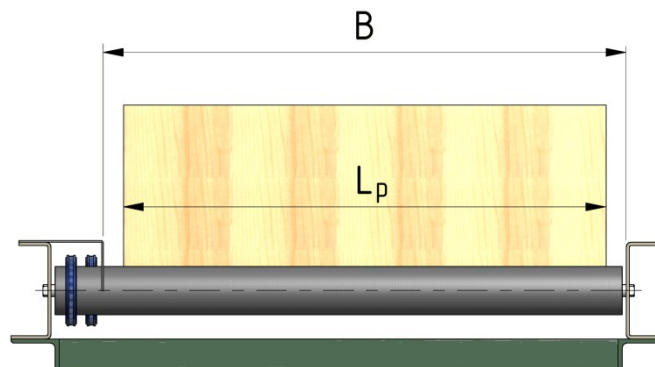
Obr. 4.4 Polohy přepravky na válečkové dráze

4.2.3 Určení šířky přepravní dráhy B

Šířka přepravní dráhy se odvíjí od rozměru dopravovaného předmětu.

$$B = L_p + 50 \quad (4.5)$$

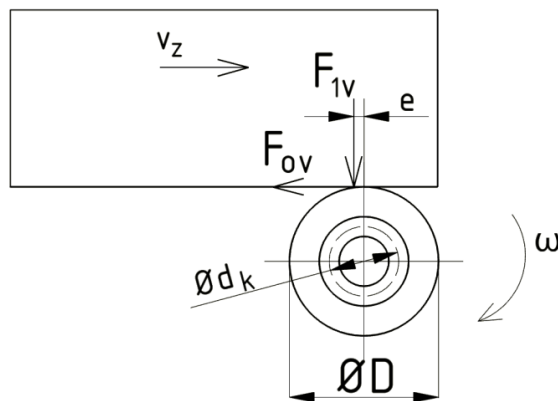
$$B = 600 + 50 = 650 [\text{mm}]$$



Obr. 4.5 Šířka přepravní dráhy

4.2.4 Určení výkonu motoru

Na obr. 4.6 je znázorněn jeden dopravníkový váleček poháněný motorem. Váleček je zatížený přepravkou. Proti rovnoměrnému pohybu přepravky po trati a otáčení jednoho válečku působí odporová síla F_{ov} .



Obr. 4.6 Zatížení válečku přepravkou

V případě vodorovné tratě se skládá z těchto složek [2]:

- odpor způsobený valivým třením při pohybu přepravky po dopravníku

$$F_{o1} = m_{1v} \cdot g \cdot \frac{e}{R} \quad [\text{N}] \quad (4.6)$$

- odpor způsobený třením v ložiskovém uložení válečku hmotností přepravky

$$F_{o2} = m_{1v} \cdot g \cdot \frac{r_{\xi}}{R} \cdot \varphi_{\xi} \quad [\text{N}] \quad (4.7)$$

Určení roztečné kružnice ložiska 6002:

$$d_k = 0,5 \cdot (D_l + d_l) \quad (4.8)$$

$$d_k = 0,5 \cdot (32 + 15)$$

$$d_k = 23,5 \quad [\text{mm}]$$

Poloměr roztečné kružnice ložiska

$$r_{\xi} = \frac{d_k}{2} = \frac{23,5}{2} = 11,75 \quad [\text{mm}] \quad (4.9)$$

Koeficient ložiskového tření jsem převzal z programu Inventor: $\varphi_{\check{c}} = 0,0015$ [-].

- odpor způsobený třením v ložisku hmotností rotujících částí válečku

$$F_{o3} = m_{rot} \cdot g \cdot \frac{r_{\check{c}}}{R} \cdot \varphi_{\check{c}} \text{ [N]} \quad (4.10)$$

$m_{rot} = 2,56$ [Kg] – hodnotu jsem získal sečtením hmotností rotujících částí válečku, tedy pláště, čela, řetězových kol a vnějšího kroužku ložiska (viz. obr. 6.1). Jednotlivé hmotnosti jsem zjistil pomocí programu Autodesk Inventor.

- odpor způsobený výrobními a montážními nepřesnostmi. Tento odpor nejde vyjádřit matematicky, proto se počítá s opravným činitelem 5‰ zatížení

$$F_{o4} = m_{1v} \cdot g \cdot 0,005 \text{ [N]} \quad (4.11)$$

Celková odporová síla působící na válečkovou dráhu [2]:

Při uvažování max. počtu, tedy tří přepravek na dráze.

$$F_o = x \cdot k \cdot (F_{o1} + F_{o2} + F_{o4}) + z \cdot F_{o3} \text{ [N]} \quad (4.12)$$

$$F_o = x \cdot k \cdot \left(m_{1v} \cdot g \cdot \frac{e}{R} + m_{1v} \cdot g \cdot \frac{r_{\check{c}}}{R} \cdot \varphi_{\check{c}} + m_{1v} \cdot g \cdot 0,005 \right) + z \cdot m_{rot} \cdot g \cdot \frac{r_{\check{c}}}{R} \cdot \varphi_{\check{c}}$$

$$F_o = x \cdot k \cdot m_{1v} \cdot g \cdot \left(\frac{e + r_{\check{c}} \cdot \varphi_{\check{c}}}{R} + 0,005 \right) + z \cdot m_{rot} \cdot g \cdot \frac{r_{\check{c}}}{R} \cdot \varphi_{\check{c}}$$

Výkon motoru:

$$P = F_o \cdot \frac{v_z}{1000 \cdot \eta_c} \text{ [kW]} \quad (4.13)$$

$$P = \left[x \cdot k \cdot m_{1v} \cdot g \cdot \left(\frac{e + r_{\check{c}} \cdot \varphi_{\check{c}}}{R} + 0,005 \right) + m_{rot} \cdot g \cdot \frac{\varphi_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}}}{R} \cdot z \right] \cdot \frac{v_z}{1000 \cdot \eta_c}$$

$$P = \left[3 \cdot 4 \cdot 12,5 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,0012 + 0,01175 \cdot 0,0015}{0,03} + 0,005 \right) + 2,56 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,0015 \cdot 0,01175}{0,03} \cdot 17 \right] \cdot \frac{0,3}{1000 \cdot 0,98^{16}} = 0,028 \text{ [kW]}$$

5 Návrh motoru

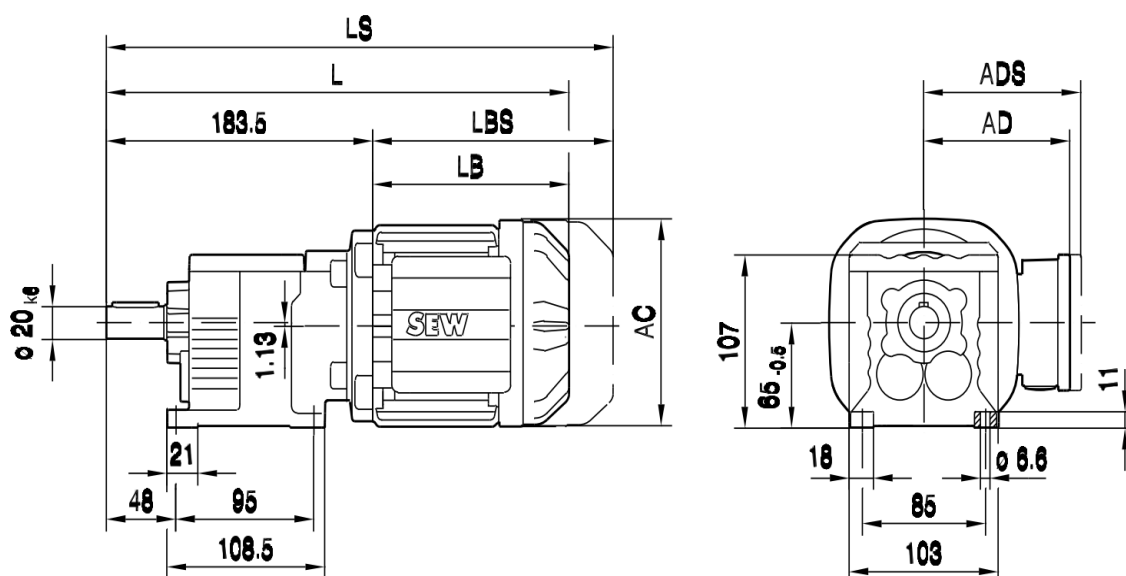
Pro pohon válečkové dráhy byl vybrán převodový motor od firmy SEW – EURODRIVE s označením R07DR63M4 a s parametry uvedenými v tab. 2, 3 a obr. 5.1 [6].

Tab. 2 Parametry motoru

Výkon	$P_m = 0,18$	[kW]
Výstupní krouticí moment	$M = 16$	[N · m]
Otáčky motoru	$n_m = 1320$	[min ⁻¹]
Výstupní otáčky	$n_1 = 109$	[min ⁻¹]
Převodový poměr	$i_{pm} = 12,06$	[–]
Poměr záběrového momentu k jmenovitému momentu	$\frac{M_z}{M_n} = 1,7$	[–]

Tab. 3 Rozměry motoru

Typ	AC	AD	L	LB	Jednotka
R07DR63M4	132	105	333	149	[mm]



Obr. 5.1 Rozměrový náčrtek motoru [7]

5.1 Kontrola motoru na rozběh

Navrhnutý motor je nutno zkontrolovat, jestli je schopen uvést do pohybu dopravníkové válečky zatížené třemi přepravkami (maximální počet). Proto je potřebné znát čas t_s , za který přepravka dosáhne obvodové rychlosti válečků, tedy době, po kterou trvá smyk. Určí se ze vztahu 5.1 [3]. Součinitel tření pro ocel – dřevo [10]: $\mu = 0,35 [-]$, rameno valivého tření pro ocel – dřevo [11]: $e = 0,0012 [m]$.

Čas t_s :

$$t_s = \frac{v}{g \cdot \left(\mu - \frac{e}{R} - 0,005 \right)} \quad (5.1)$$

$$t_s = \frac{0,3}{9,81 \cdot \left(0,35 - \frac{0,0012}{0,03} - 0,005 \right)} = 0,1 [s]$$

Celkový převodový poměr:

$$i_c = i_{pm} \cdot i_{rt} \quad (5.2)$$

$$i_c = 12,06 \cdot 1,18 = 14,23 [-]$$

Účinnost řetězového převodu volím: $\eta_{rp} = 0,98$

Celkovou účinnost řetězových převodů:

$$\eta_c = \eta_{rp}^{16} = 0,98^{16} [-] \quad (5.3)$$

Uhlové zrychlení válečku:

$$\varepsilon = \frac{\omega_v}{t_s} = \frac{v_z}{t_s \cdot R} \quad (5.4)$$

$$\varepsilon = \frac{0,3}{0,1 \cdot 0,03} = 100 [s^{-2}]$$

Moment setrvačnosti jednoho válečku:

$J = 0,0019668 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$ – hodnotu jsem získal sečtením momentů setrvačnosti rotujících částí válečku, tedy pláště, čela, řetězových kol a vnějšího kroužku ložiska (viz. obr. 6.1). Jednotlivé momenty setrvačnosti k ose rotaci jsem zjistil pomocí programu Autodesk Inventor.

Třecí moment

$$M_t = x \cdot k \cdot m_{1v} \cdot g \cdot \mu \cdot \frac{R}{i_c \cdot \eta_c} \quad (5.5)$$

$$M_t = 3 \cdot 4 \cdot 12,5 \cdot 9,81 \cdot 0,35 \cdot \frac{0,03}{14,23 \cdot 0,98^{16}}$$

$$M_t = 1,500 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Moment zrychlujících sil přímočaré se pohybujících hmotnosti

$$M_{zp} = x \cdot m_{1v} \cdot \frac{v \cdot R}{t_s \cdot i_c \cdot \eta_c} \quad (5.6)$$

$$M_{zp} = 3 \cdot 12,5 \cdot \frac{0,3 \cdot 0,03}{0,1 \cdot 14,23 \cdot 0,98^{16}} = 0,327 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Moment zrychlujících sil od rotujících hmotností

$$M_{zr} = k_v \cdot J \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{i_c \cdot \eta_c} \quad (5.7)$$

$$M_{zr} = 17 \cdot 0,0019668 \cdot 100 \cdot \frac{1}{14,23 \cdot 0,98^{16}} = 0,225 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Moment stálých odporů

$$M_{so} = \frac{P}{\omega_m} = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_m} \quad (5.8)$$

$$M_{so} = \frac{28 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1320} = 0,112 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Rozjezdový moment redukováný na hřídel motoru

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zr} + M_{so} \quad (5.9)$$

$$M_{roz} = 1,500 + 0,327 + 0,225 + 0,112$$

$$M_{roz} = 2,164 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Moment na hřídeli motoru při rozběhu

$$M_{hr} = \frac{M_z}{M_n} \cdot \frac{P_m}{\omega_m} = \frac{M_z}{M_n} \cdot \frac{60 \cdot P_m}{2 \cdot \pi \cdot n_m} \quad (5.10)$$

$$M_{hr} = 1,7 \cdot \frac{60 \cdot 180}{2 \cdot \pi \cdot 1320} = 2,214 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Kontrola rozběhu motoru

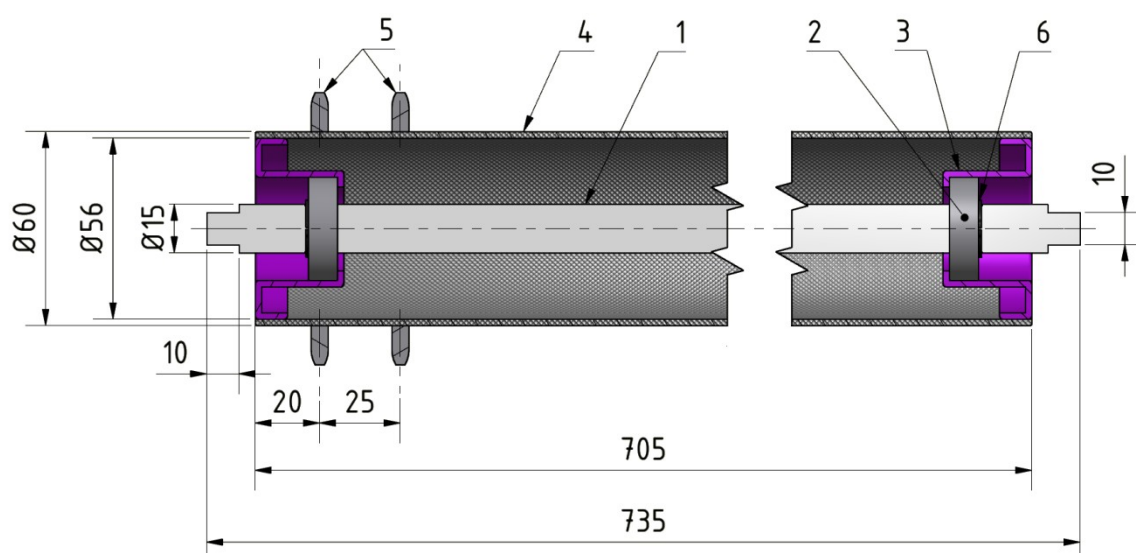
$$M_{hr} > M_{roz} \quad (5.11)$$

$$2,214 > 2,164$$

Z porovnání momentu na hřídeli motoru při rozběhu a redukováného momentu na hřídel motoru vyplývá, že navrhnutý převodový elektromotor vyhovuje daným podmínkám.

6 Návrh dopravníkového válečku

Dopravníkový váleček (obr. 6.1) je hlavním funkčním prvkem celé válečkové dráhy. Pro relativně nízké zatížení, které bude na něj působit, stačilo pro konstrukci použít materiály nižší pevnosti. Je složen z těchto částí: 1 – osa válečku, 2 – ložisko s oboustranným těsněním SKF 6002 2RSL, 3 – čelo, 4 – plášť, 5 – řetězové kola, 6 – pojistný kroužek. Na osu se umístí čela a ložiska, které se zajistí axiálně v jednom směru pojistnými kroužky. Následně jsou čela přivařeny na konce pláště válečku. Umožňují otáčení se pláště válečku a aretaci ložisek v druhém směru. Na obvod pláště válečku jsou připevněné řetězové kola bodovým svařováním. Počet zubů řetězových kol z_2 jsem zvolil 26, proto aby se při provozu řetěz nedostala do styku se svarem.



Obr. 6.1 Dopravníkový váleček v řezu

V dopravníkových válečcích jsem použil ložiska s oboustranným těsněním 6002 2RSL od firmy SKF [8]. Tyto ložiska už obsahují mazivo, proto další mazání není třeba. Jejich nevýhodou je vyšší pořizovací cena. Na obr. 6.2 je vidět parametry ložiska.

Hlavní rozměry			Únosnost dyna- mická C	sta- tická C ₀	Mezní únavové zatížení P _u	Přípustné otáčky		Hmotnost	Označení Ložiska s těsněním na obou stranách
d	D	B				Referenč- ní otáčky	Mezní otáčky ¹⁾		
mm			kN		kN	min ⁻¹		kg	–
15	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	26 000	0,030	* 6002-2RSL

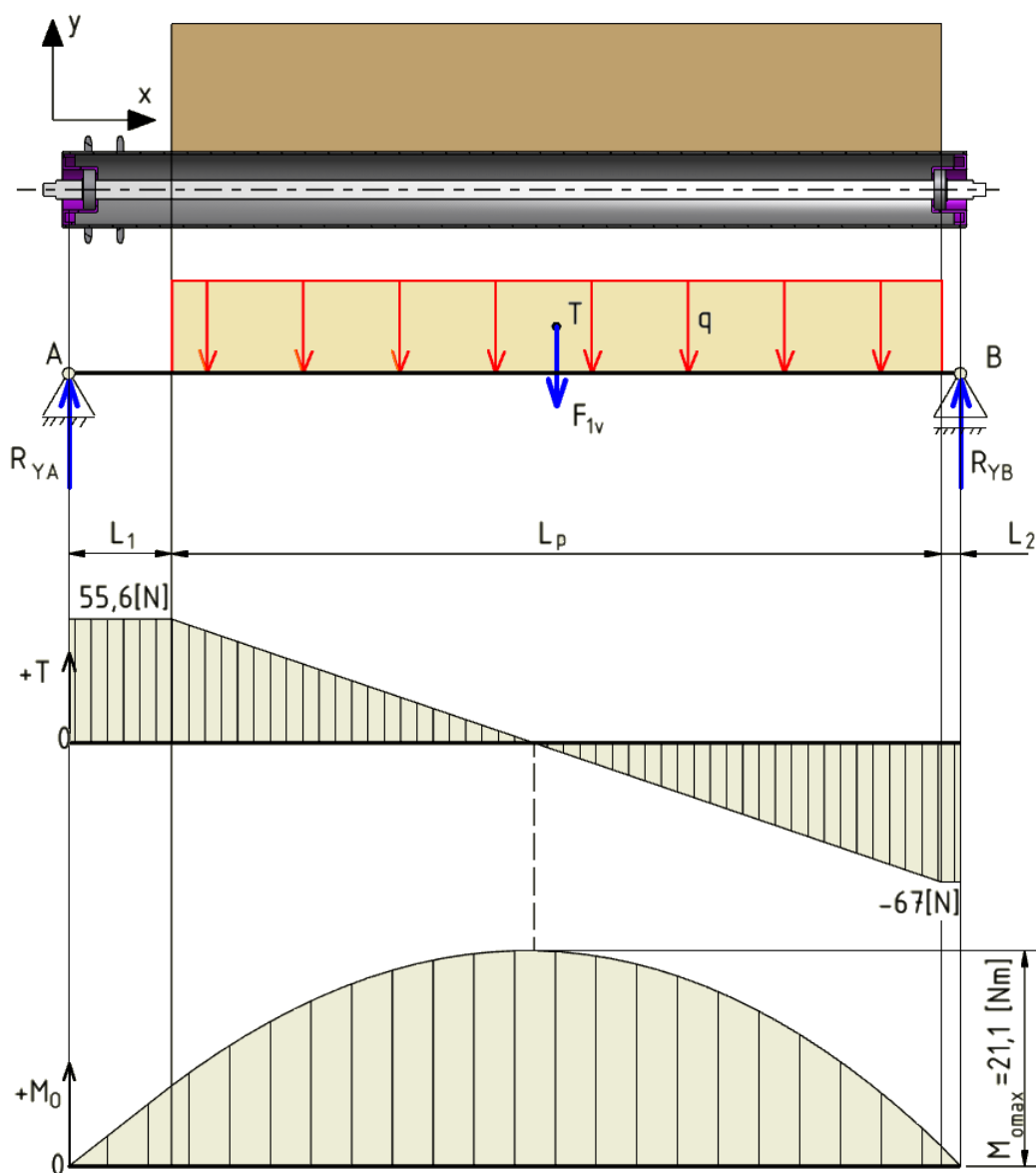
Obr. 6.2 Parametre ložiska 6002 2RSL [8]

6.1 Pevnostní kontrola pláště válečku

Při výpočtu se uvažuje s rovnoměrným rozložením dopravovaného materiálu v přepravce, tedy s rovnoměrným spojitým zatížením (obr. 6.3). Vzdálenost přepravky od bodu A je $L_1=80$ [mm] a od bodu B $L_2=15$ [mm]. Hodnota F_{1v} dosazená ze vztahu (4.4). Ve směru osy válečku nepůsobí síly. Velikost spojitého zatížení q určíme ze vztahu 6.1.

$$q = \frac{F_{1v}}{L_p} \quad (6.1)$$

$$q = \frac{122,6}{0,6} = 204,4 \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}\text{]}$$



Obr. 6.3 Průběhy ohybových momentů a posouvajících sil pláště válečku

Výpočet reakcí:

$$\sum M_{oB} = 0 \quad (6.2)$$

$$R_{YA} \cdot (L_1 + L_p + L_2) - F_{1v} \cdot \left(\frac{L_p}{2} + L_2\right) = 0$$

$$R_{YA} = \frac{F_{1v} \cdot \left(\frac{L_p}{2} + L_2\right)}{(L_1 + L_p + L_2)} = \frac{122,6 \cdot \left(\frac{0,6}{2} + 0,015\right)}{(0,08 + 0,6 + 0,015)} = 55,6 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0 \quad (6.3)$$

$$R_{YA} - F_{1v} + R_{YB} = 0$$

$$R_{YB} = F_{1v} - R_{YA} = 122,6 - 55,6 = 67 \text{ [N]}$$

Výpočet maximálního ohybového momentu:

$$M_{o \max} = R_{YA} \cdot \left(\frac{L_p}{2} + L_1\right) \quad (6.4)$$

$$M_{o \max} = 55,6 \cdot \left(\frac{0,6}{2} + 0,08\right) = 21,1 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Výpočet průřezového modulu v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} \quad (6.5)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot (0,06^4 - 0,056^4)}{32 \cdot 0,06} = 5,11 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$$

Materiál pláště válečku: 11 343.0

Pro míjivý ohyb je dovolené napětí $\sigma_{D0} = (85 \div 115) \text{ [MPa]}$ podle [1].

$$\sigma_O = \frac{M_{O \max}}{W_O} \leq \sigma_{DO} \quad (6.6)$$

$$\sigma_O = \frac{21,1}{5,11 \cdot 10^{-6}} = 4129158 \text{ [Pa]} = 4,13 \text{ [MPa]}$$

$$4,13 \leq 100 \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

Bezpečnost pláště válečku:

$$k_v = \frac{\sigma_{DO}}{\sigma_O} = \frac{85}{4,13} = 20,5 [-] \quad (6.7)$$

Kontrolu osy válečku jsem nepřevodl. Z důvodu nízkého zatížení, které na ní působí, to nebylo nutné.

6.2 Životnost ložiska

Otáčky válečku překračují hodnotu 10 [min^{-1}], proto je potřebné provést dynamickou kontrolu ložisek. Z obr. 6.3 je vidět, že přepravka zatěžuje jedno ložisko více. Ve výpočtu trvanlivosti tedy dosadím za ekvivalentní zatížení hodnotu reakce R_{VB} , která je přibližně stejná jako reakce ve více zatíženém ložisku. Exponent rovnice trvanlivosti pro bodový styk $p=3$. Dynamická únosnost dosazena z obr. 6.2.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_B} \right)^p \quad (6.8)$$

$$L_{10} = \left(\frac{5850}{67} \right)^3 = 665646 \text{ [mil. ot.]}$$

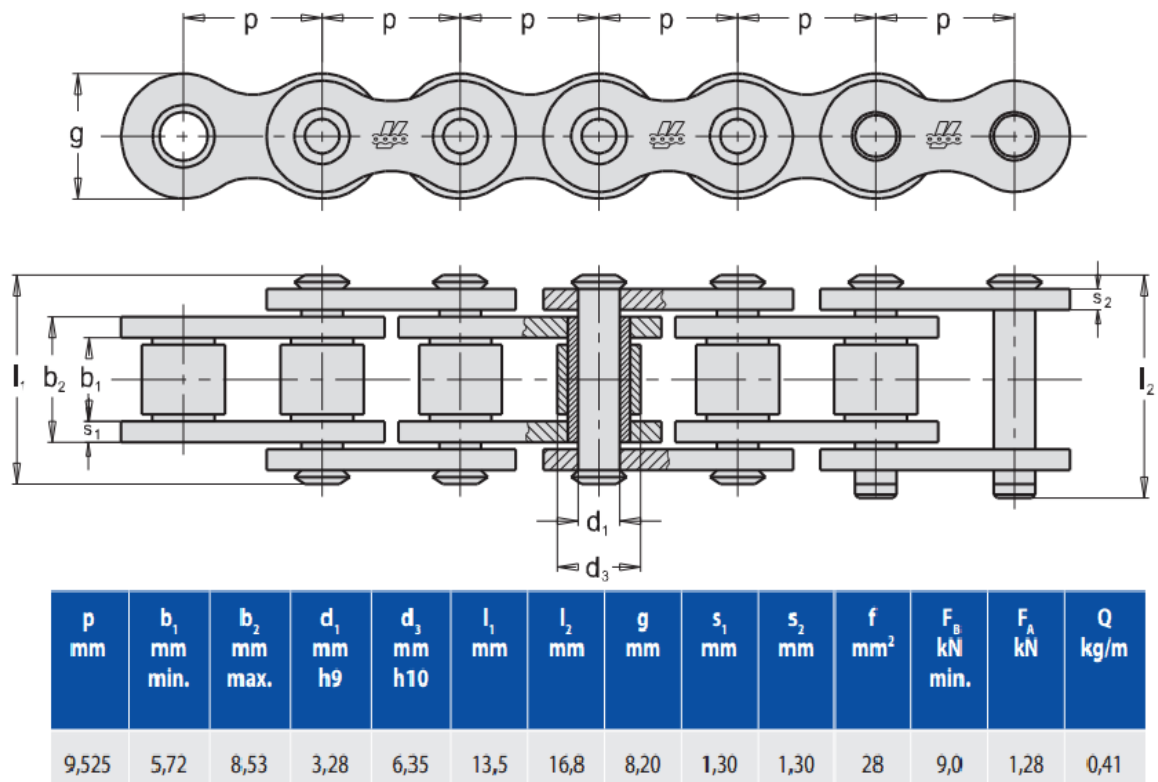
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{10} \quad (6.9)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 92,4} \cdot 665646 = 120066017 \text{ [hod]}$$

Ložisko je dostatečně dimenzováno.

7 Návrh řetězového převodu

Pro pohon válečkové dráhy volím jednořadý válečkový řetěz 06B-1 ČSN 02 3311 od firmy ŘETĚZY VAMBERK [9]. Je potřebné zjistit počty článků hnací a hnané řetězové smyčky, které je vidět na obr. 7.2 a 7.5.



Obr. 7.1 Parametry válečkového řetězu 06B-1[9]

7.1 Hnací řetězová smyčka

Určení teoretických otáček válečku:

$$v_z = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{2t}}{60} \quad (7.1)$$

$$n_{2t} = \frac{v_z \cdot 60}{\pi \cdot D} = \frac{0,3 \cdot 60}{\pi \cdot 0,06} = 95,5 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

Určení teoretického převodového poměru:

$$i_{rt} = \frac{n_1}{n_{2t}} = \frac{109}{95,5} = 1,14 \text{ [-]} \quad (7.2)$$

Určení počtu zubů pastorku:

$$i_{rt} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_1 = \frac{z_2}{i_{rt}} = \frac{26}{1,14} = 22,8 \Rightarrow \text{volím 22 zubů} \quad (7.3)$$

Určení skutečného převodového poměru:

$$i_{rsk} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{26}{22} = 1,18 [-] \quad (7.4)$$

Určení skutečných otáček válečku:

$$i_{rsk} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_{2sk} = \frac{n_1}{i_{rsk}} = \frac{109}{1,18} = 92,4 [\text{min}^{-1}] \quad (7.5)$$

Určení skutečné obvodové rychlosti válečku:

$$v_{sk} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{2sk}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,06 \cdot 92,4}{60} = 0,29 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.6)$$

Určení počtu článku:

$$l_{\alpha 1} = \frac{\pi}{180} \cdot \frac{D_{p1}}{2} \cdot \alpha_1 \quad (7.7)$$

$$l_{\alpha 1} = \frac{\pi}{180} \cdot \frac{66,929}{2} \cdot 140 = 81,77 [\text{mm}]$$

$$l_{\alpha 2} = \frac{\pi}{180} \cdot \frac{D_{p2}}{2} \cdot \alpha_2 \quad (7.8)$$

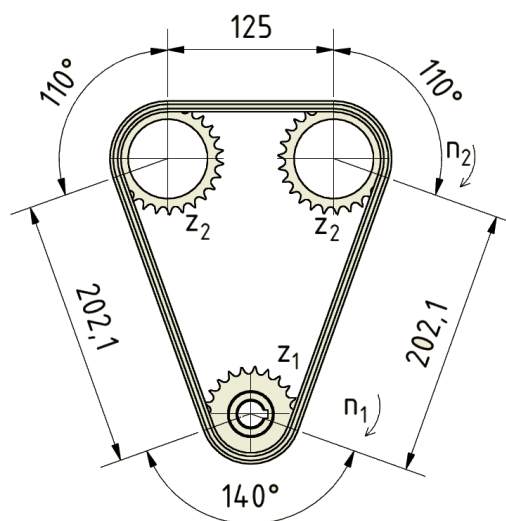
$$l_{\alpha 2} = \frac{\pi}{180} \cdot \frac{79,022}{2} \cdot 110 = 75,86 [\text{mm}]$$

$$l_{r1} = 2 \cdot a_1 + t + 2 \cdot l_{\alpha 2} + l_{\alpha 1} = X_1 \cdot p \quad (7.9)$$

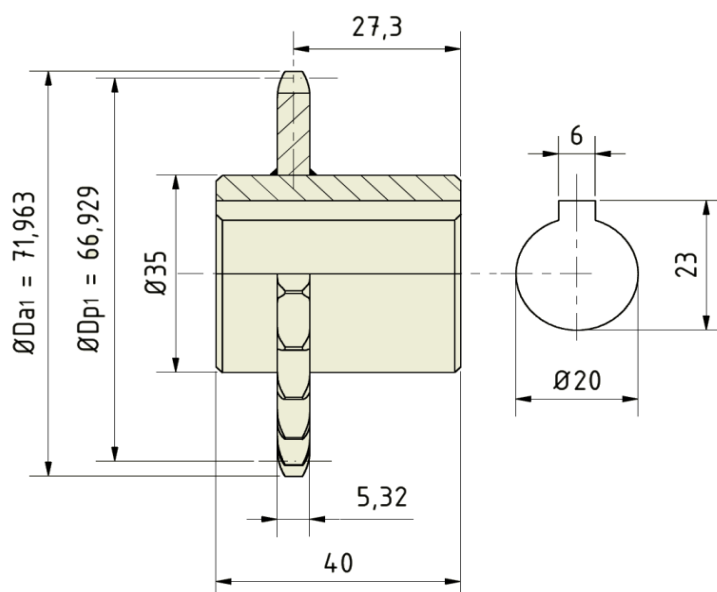
$$X_1 = \frac{2 \cdot a_1 + t + 2 \cdot l_{\alpha 2} + l_{\alpha 1}}{p} \quad (7.10)$$

$$X_1 = \frac{2 \cdot 202,1 + 125 + 2 \cdot 75,86 + 81,77}{9,525} = 80,07 \Rightarrow 80 \text{ článků}$$

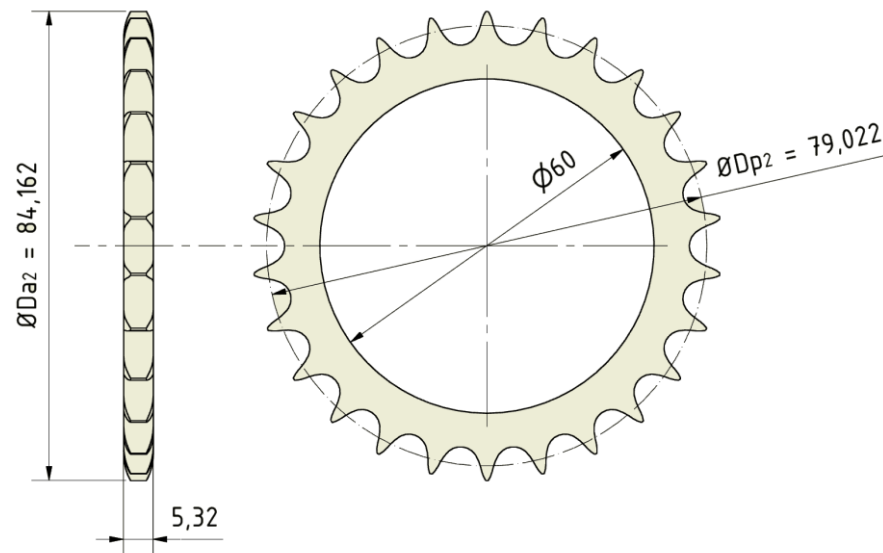
$$l_{r1} = X_1 \cdot p = 80 \cdot 9.525 = 762 \text{ [mm]} \quad (7.11)$$



Obr. 7.2 Hnací řetězová smyčka



Obr. 7.3 Rozměry pastorku



Obr. 7.4 Rozměry řetězového kola

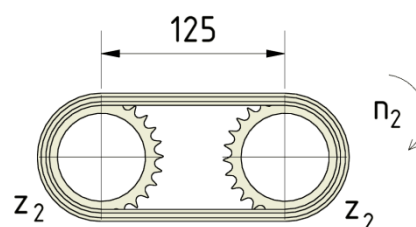
7.2 Hnaná řetězová smyčka

$$l_{r2} = 2 \cdot t + \pi \cdot D_{p2} = X_2 \cdot p \quad (7.12)$$

$$X_2 = \frac{2 \cdot t + \pi \cdot D_{p2}}{p} \quad (7.13)$$

$$X_2 = \frac{2 \cdot 125 + \pi \cdot 79,022}{9,525} = 52,3 \Rightarrow 53 \text{ článků}$$

$$l_{r2} = X_2 \cdot p = 53 \cdot 9,525 = 504,825 \text{ [mm]} \quad (7.13)$$



Obr. 7.5 Hnaná řetězová smyčka

8 Závěr

Cílem práce bylo navrhnout podle zadaných hodnot a parametrů válečkovou dráhu s pohonem. V úvodní části jsem se obeznámil s danou tematikou. Následně jsem provedl analýzu různých způsobů pohonů dopravníkových válečků a z nich jeden vybral pro svůj model a to pohon řetězovými smyčkami z válečku na váleček. Tato varianta zabezpečuje tvarový přenos krouticího momentu na válečky, tedy nedochází k prokluzu, přenese větší výkony a má vysokou účinnost. Nevýhodou je občasné mazání.

Úlohou bylo sestavit jednoduchou ale zároveň stabilní konstrukci ze snadno dostupného materiálu. Pro konstrukce rámu jsem použil normalizované ocelové profily a snahou bylo dosáhnout přiměřenou hmotnost rámu omezit zbytečné využití materiálu. Plášť dopravníkového válečku může být vyroben z různých materiálů. Já jsem zvolil ocelovou trubku opatřenu pozinkovým nátěrem pro lepší odolnost vůči korozi. Plášť jsem zkontroloval na dovolené ohybové napětí a z bezpečnosti $k_v = 20,5 [-]$ je zřejmé, že snese dané zatížení. Ve válečcích jsem použil ložiska s oboustranným kontaktním těsněním, které se nemusí mazat. Jejich nevýhodou je vyšší pořizovací cena.

Za pomoci programu Autodesk Inventor jsem vytvořil i 3D model, sestavní výkres a dílenský výkres rámu válečkové dráhy.

9 Seznam použitých zdrojů

[1] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, xiv, 914 s. ISBN 80-736-1033-7.

[2] MALÍK, Vratislav. *Válečkové tratě v teorii a praxi*. Praha: SNTL-SVTL, 1963. 276 s.

[3] MARTÍNEK, Petr. *Transportní zařízení: Řešené příklady: Určeno pro posl. 4. roč. FS*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1993, 109 s. ISBN 80-707-8165-3.

[4] Interroll s.r.o.. Moduly dopravníků. [cit. 2013-04-03] Dostupné z:

<http://www.interroll.com/media/editorial_media/interroll_group/downloads/foerdermodule_subsysteme/foerdermodule_katalog/110111_AT_catalogue_cs.pdf>

[5] Interroll s.r.o.. Dopravníkové válečky. [cit. 2013-04-03] Dostupné z:

<http://www.interroll.com/media/editorial_media/interroll_group/downloads/antriebe_foerderrollen/drivers_rollers/conveyor_rollers_catalogue/foerderrollen_katalog_2013/FR_CS_2013_WEB.pdf>

[6] SEW-EURODRIVE CZ s.r.o.. Převodové motory. [cit. 2013-04-03]

Dostupné z: <<http://www.sew-eurodrive.cz/produkt/r-el-n-p-evodove-motory.htm>>

[7] SEW-EURODRIVE CZ s.r.o.. Parametre motoru. [cit. 2013-04-03] Dostupné z:

<http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16840011_G09.pdf>

[8] SKF s.r.o.. Ložiska SKF. [cit. 2013-03-16] Dostupné z:

<http://www.skf.com/files/515051.pdf>

[9] ŘETĚZY VAMBERK spol. s.r.o.. Katalog válečkových řetězů. [cit. 2013-04-13]

Dostupné z: <<http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/Katalog.pdf>>

[10] BUREŠ, Jiří. Součinitel smykového tření. [cit. 2013-04-03]

Dostupné z: <<http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>>

[11] BUREŠ, Jiří. Valivé tření (valivý odpor). [cit. 2013-04-03]

Dostupné z: <<http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>>

[12] MECALUX ČESKÁ REPUBLIKA, s.r.o.. Průmyslový katalog. [cit. 2013-04-14]

Dostupné z: <<http://www.logismarket.cz/tmt-chrudim/system-trideni-baliku/2494145473-947644225-p.html>>

[13] LEWCO, Inc. [cit. 2013-04-07]

Dostupné z: <<http://www.lewcoinc.com/24voltconveyor.shtml>>

[14] WTT Fördertechnik GmbH. [cit. 2013-04-07]

Dostupné z: <http://www.wtt-foerdertechnik.de/produkte_en/conveyor-components-for-containers-and-boxes-motorized-roller-conveyors.php>

[15] Murtfeldt Plasty s.r.o.. [cit. 2013-04-07]

Dostupné z: <<http://www.dopravni-pasy.cz/kruhove-a-klinove-remeny.html?photoId=126>>

[16] TTR, s.r.o.. Válečkové tratě. [cit. 2013-04-07]

Dostupné z: <<http://www.ttr.cz/valeckove-trate.html>>

10 Seznam příloh

Sestavní výkres: KSS-VD-00

Podsestavní výkres rámu: KSS-VD-00-00

Výrobní výkres nohy rámu: KSS-VD-00-02